



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

---

Katedra textilních strojů

Studijní rok:2004/2005

studijní program: B 2341 Strojírenství

obor: 2304R022 Stroje a zařízení

zaměření: Stavba strojů

## **Rekonstrukce rozváděcího mechanismu navíjecího stroje**

### **Reconstruction of distibuting mechanism of reeling machine**

**Karel Pejchar**

KTS – B 005

Vedoucí bakalářské práce: Doc. Ing. Jaroslav Beran, Csc.

Konzultant bakalářské práce: Ing. Jozef Kaniok, Ph.D.

Počet stran: 38

Počet příloh: 6

Počet obrázků: 19

Počet výkresů: 7



## **Rekonstrukce rozváděcího mechanismu navíjecího stroje**

Anotace:

Tato práce se zabývá problematikou rozváděcího mechanismu navíjecího stroje pro tvorbu divokého vinutí. Jedná se zde o mechanismus, kde rozváděcí element konající přímočarý vratný pohyb je poháněn vačkou. Nedostatkem tohoto mechanismu je obtížnost zachování konstantní rychlosti v celé šíři navíjené cívky. Tato podmínka způsobuje velká zrychlení v krajních polohách a tím vznikající namáhání částí unášече. Cílem této práce je vznikající namáhání analyzovat a optimalizovat pomocí konstrukčních změn.

## **Reconstruction of distributing mechanism of reeling machine**

Abstract.

This work is talking about problems of distributing mechanism of reeling machine for production of wild winding. It deals with the mechanism where distributing element, that moves straight-lined back, is moving by lobe. Imperfection of this mechanism is problem with keep constant speed in whole span of reel. This condition makes large acceleration in limit positions and so is caused by stressing part of driving tab. The goal these work is rising straining analyze and optimize by the help of structural changes.

## **Prohlášení**

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím bakalářské práce a konzultantem.

Datum:

Podpis:

## **Declaration**

I have been notified of the fact that Copyright Act No. 121/2000 Coll. applies to my thesis in full, in particular Section 60, School Work

I am fully aware that the Technical University of Liberec is not interfering in my copyright by using my thesis for the internal purposes of TUL.

If I use my thesis or grant a licence for its use, I am aware of the fact that I must inform TUL of this fact; in this case TUL has the right to seek that I pay the expense invested in the creation of my thesis to the full amount.

I compiled the thesis on my own with the use of the acknowledges sources and on the basis of consultation with the head of the thesis and a consultant.

Date:

Signature:

## **Poděkování:**

Touto cestou bych chtěl poděkovat Doc. Ing. Jaroslavu Beranovi, Csc. a Ing. Jozefu Kaniokovi, Ph.D. za vedení této bakalářské práce, odborné rady a připomínky. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Michalu Hubálkovi za čas strávený nad přípravou výpočtového modelu.

Největší dík patří mým rodičům, kteří mě během celého studia podporovali.

## Obsah

Obsah .....	7
Seznam použitých symbolů .....	9
1. Úvod .....	10
2. Používané rozváděcí mechanismy pro neparalelní vinutí .....	10
2.1 Mechanizmy pro tvorbu divokého vinutí .....	10
2.1.1 Mechanizmy pro tvorbu divokého vinutí s centrálním rozváděním ....	10
2.1.2 Mechanizmy pro tvorbu divokého vinutí se dvěma pohony .....	11
2.1.3 Mechanizmy pro tvorbu divokého vinutí s válečkovým rozváděčem..	12
2.1.4 Mechanismus s pohonem rozváděcí tyče ozubeným řemenem a krokovým motorem .....	12
2.2 Mechanizmy pro křížové vinutí s konstantním stoupáním ovinů, tzv. přesné křížové vinutí .....	13
2.2.1 Mechanismus s vačkou jednochodou .....	13
2.2.2 Mechanismus s vačkou vícechodou .....	14
2.2.3 Mechanismus s rozváděcím bubnem .....	15
2.2.4 Mechanismus s použitím rotujících talířů – kuželů .....	16
2.2.5 Mechanismus používající rotující křídla .....	17
3. Analýza namáhání vodiče skleněného vlákna u stávajícího rozváděcího mechanismu .....	19
3.1 Určení namáhání pomocí softwaru Pro/ENGINEER Wildfire 2.0 .....	21
3.2 Určení namáhání pomocí teorie Hertzových tlaků .....	24
3.2.1 Určení vstupních hodnot pro teorii Hertzových tlaků a výpočet kontaktního napětí .....	24
3.2.2 Studie týkající se veličin ovlivňující kontaktní tlak .....	26
4. Tvarová optimalizace vodiče vlákna .....	31
5. Určení výsledného namáhání optimalizovaného vodiče vlákna .....	34

5.1	Určení výsledného namáhání pomocí teorie Hertzových tlaků .....	34
5.2	Určení výsledného namáhání pomocí softwaru Pro/ENGINEER Wildfire 2.0 .....	35
5.3	Shrnutí výsledků namáhání vodiče .....	36
6.	Závěr .....	37
	Seznam použité literatury .....	38
7.	Přílohy	



Seznam použitých symbolů:

Označení	Název	Jednotky
$\alpha$	Úhel křížení vinutí	[ ° ]
i	Převodový poměr	[ - ]
s	Stoupání ovinů	[ mm ]
$d_c$	Průměr cívky	[ mm ]
B	Šířka cívky	[ mm ]
r	Poloměr křivosti kontaktní plochy	[ mm ]
v	Rychlost rozvádění vlákna	[ m · min <sup>-1</sup> ]
a	Zrychlení unášeče	[ m · s <sup>-2</sup> ]
$\varphi$	Úhel natočení vačky	[ ° ], [ rad ]
t	Čas	[ s ]
$\omega$	Úhlová rychlost vačky	[ ot · min <sup>-1</sup> ]
y	Zdvih vačky	[ mm ]
$p_H$	Kontaktní tlak	[ MPa ]
$r_2$	Maximální poloměr křivosti	[ mm ]
$F_n$	Normálová síla	[ N ]
l	Délka stykové plochy	[ m ]
E	Modul pružnosti	[ MPa ]
$\mu$	Poissonova konstanta	[ - ]
m	Hmotnost	[ kg ]
D	d'Alembertova síla	[ N ]

## **1. Úvod**

Rozváděcí mechanismy jsou součásti, které jsou z pohledu působení dynamických sil velice namáhány. Velikost namáhání závisí na kinematickém uspořádání jednotlivých dílů. Základním úkolem rozváděcích mechanismů je dopravit přízi z jednoho konce cívky na druhý za doprovodu rotačního pohybu cívky samotné. Z kinematického hlediska jde o přímočarý vratný pohyb rozváděné příze. Dle zadání se zde jedná o mechanismus, kde přímočarý vratný pohyb koná i rozváděcí element samotný poháněný vačkou. Vlivem charakteru pohybu dochází k namáhání a opotřebování jednotlivých součástí. Cílem této práce je analyzovat tato namáhání a následně je prostřednictvím konstrukčních změn a úprav optimalizovat.

## **2. Používané rozváděcí mechanismy pro neparalelní vinutí**

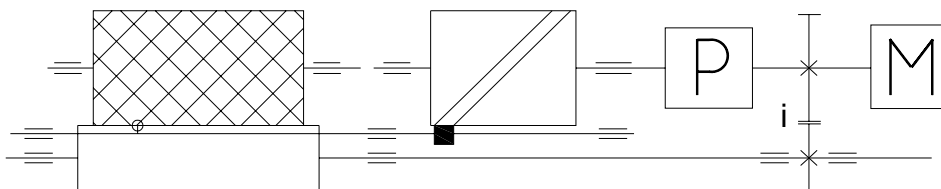
### **2.1. Mechanizmy pro divoké vinutí**

Pro tyto mechanismy je charakteristický neměnný převod mezi pohonem cívky a rozváděcím mechanismem. Jednotlivé oviny jsou potom na povrch cívky kladeny pod stejným úhlem křížení  $\alpha$  při každém průměru cívky.

#### **2.1.1. Mechanizmy pro tvorbu divokého vinutí s centrálním rozváděním**

Jedná se o mechanismus, u něhož náhon cívky je dán od náhonového hřídele, který může být spojen pomocí převodové jednotky s rozváděcím mechanismem. Pro pohon cívky a rozváděcího mechanismu je zde použita pouze jedna pohonná jednotka, která se změnou rychlosti mění automaticky jak rychlost cívky, tak rychlost rozváděče – obr 2.1. To má především výhodu pro zajištění konstantního úhlu křížení  $\alpha$ . Nevýhodou této koncepce je náročnost mechanismu pro zajištění rušení pásového vinutí, které musí

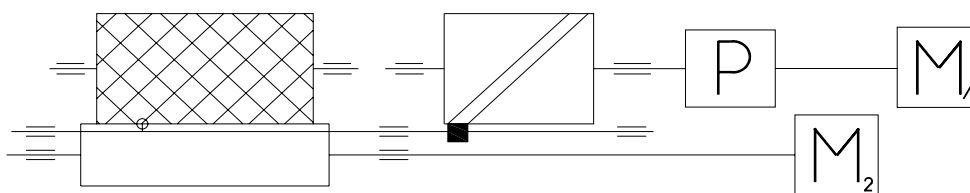
zabezpečovat periodicky se opakující změna převodu  $i$  mezi náhonem cívky a náhonem rozváděcího mechanismu.



**Obr. 2.1 Schéma mechanismu s centrálním rozváděním**

### 2.1.2. Mechanizmy pro tvorbu divokého vinutí se dvěma pohony

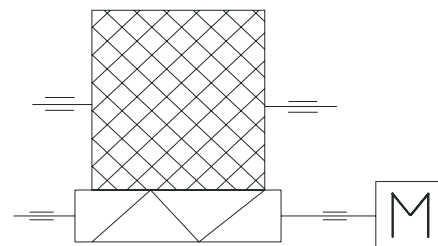
Tento mechanismus je obdobou mechanismu s centrálním rozváděním, ale místo jedné pohonné jednotky jsou zde jednotky dvě – obr 2.2. Jedna zabezpečuje rotační pohon cívek, druhá pohání rozváděcí mechanismus. Toto uspořádání umožňuje snadnější změnu navíjecí rychlosti, úhlu stoupání  $\alpha$  a rušení pásového vinutí.



**Obr 2.2 Schéma mechanismu se dvěma pohony**

### 2.1.3. Mechanizmy pro tvorbu divokého vinutí s válečkovým rozváděčem

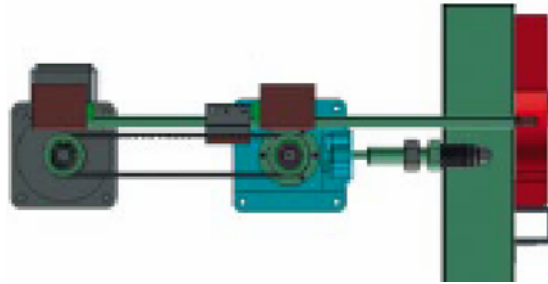
Pro rotační pohon cívek je užito přímého kontaktu válečkového rotačního rozváděče, na který je připojen pohon. V dnešní době se způsob navíjení realizuje jednotkovými pohony. Rušení pásmového vinutí je zabezpečeno programovou strmou změnou otáček válečkového rozváděče a následného vzniku prokluzu mezi cívkou a rozváděčem. Místo válečkového rozváděče může být užito rozváděče bubnového popsaného v odstavci 2.2.3. Nevýhodou válečkového rozváděče je složitá výroba drážek pro vedení příze s ohledem na jejich konstrukci.



Obr 2.3 Schéma mechanismu s válečkovým rozváděčem

### 2.1.4 Mechanismus s pohonem rozváděcí tyče ozubeným řemenem a krokovým motorem

Tento způsob rozvádění patří mezi nejnovější. Rozváděcí element je uchycen na ozubeném řemenu poháněném krokovým motorem – obr 2.4. Tento způsob umožňuje bezproblémové programové řízení rušení pásmového vinutí a rozmazávání krajů cívek, které je nutné kompenzovat vzhledem k zpomalení a následného zrychlení rozváděcího kamene. Tento způsob umožňuje rozváděcí rychlost až  $250 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$



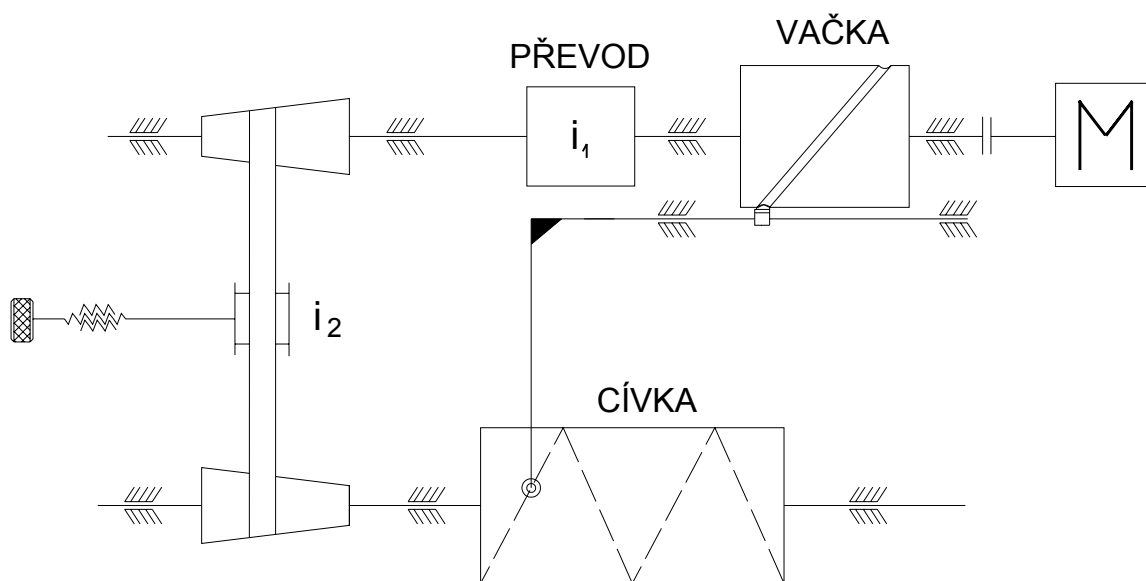
Obr 2.4 Princip rozvádění pomocí krokového motoru a ozubeným řemenem

## 2.2 Mechanizmy pro křížové vinutí s konstantním stoupáním ovinů, tzv. přesné křížové vinutí

Mechanizmy zajišťující toto vinutí jsou z hlediska konstrukce složitější než mechanizmy pro divoké vinutí a proto také dražší.

### 2.2.1 Mechanismus s vačkou jednochodou

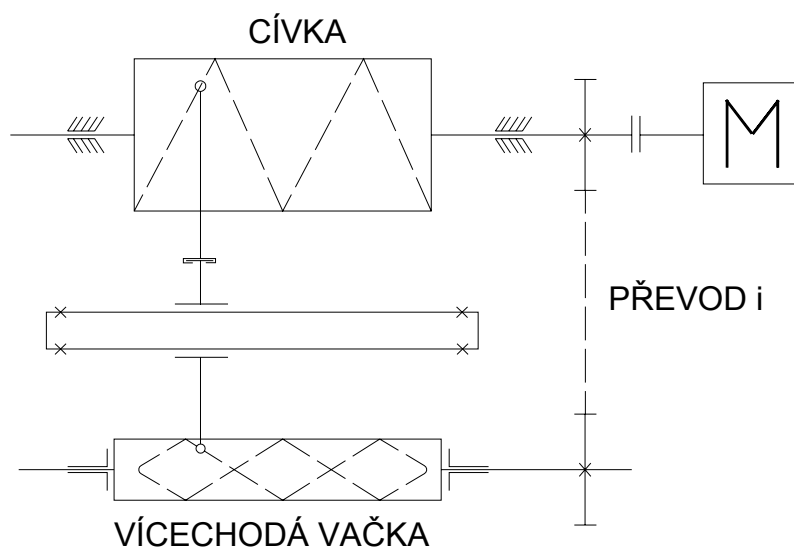
Jedná se o mechanismus, kde přímočarý vratný pohyb rozváděcího oka realizuje rotační pohyb vačky s vedením, ve kterém je zasazen unášecí element. Tento mechanismus se obecně skládá z jednoho pohonu, který je přes spojku přiváděn na vačku. Jsou zde dva převody, jeden se stálým převodem  $i_1$ , druhý s proměnným převodem  $i_2$ , jejichž celkový převodový poměr je  $i = i_1 \cdot i_2$ . Vřeten je hnané od motoru přes kuželový převod  $i_2$ . Omezujícím parametrem pro volbu jednochodé vačky je šířka navíjené cívky B.



Obr 2.5 Schéma mechanismu s jednochodou vačkou

## 2.2.2 Mechanismus s vačkou vícechodou

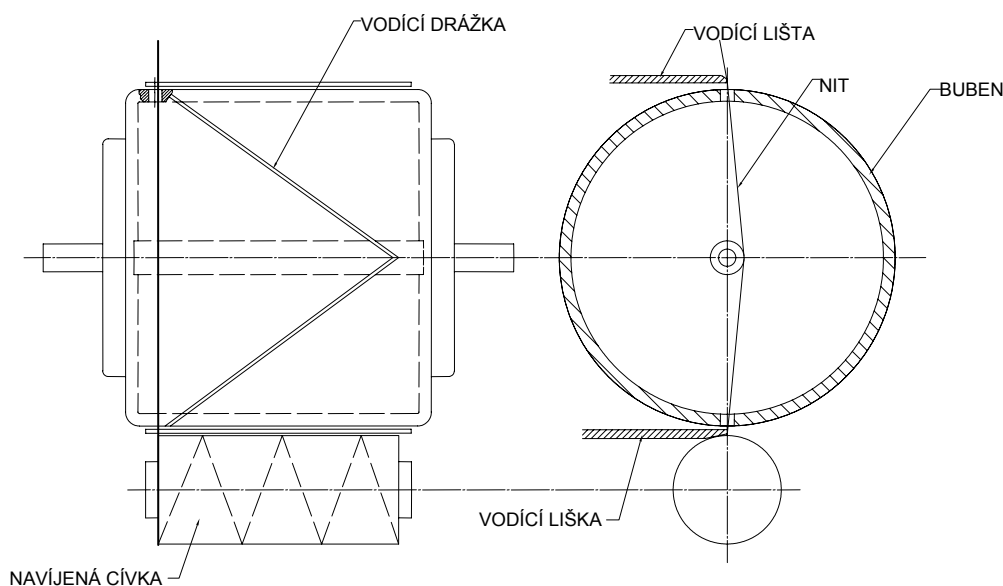
Pro větší šířky cívek B se používá vačka vícechodá. Vícechodá vačka může mít počet chodů – závitů prakticky neomezený. Nevýhodou vícechodým vaček je vyšší opotřebení, nižší rozváděcí rychlost a vyšší nároky na technologičnost výroby drážky.



Obr 2.6 Schéma mechanismu s vícechodou vačkou

### 2.2.3 Mechanismus s rozváděcím bubnem

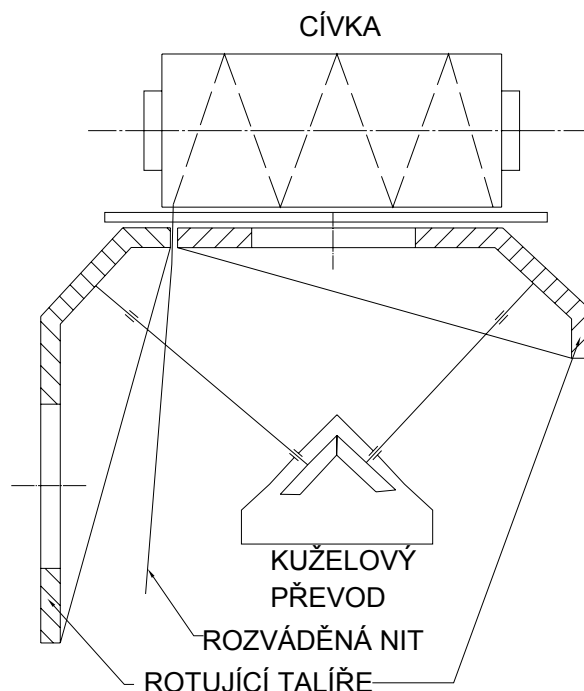
V tomto případě je rozváděcí očko s vačkou nahrazeno dutým bubnem. Toto konstrukční řešení přineslo úplně nový pohled na rozvod příze bez vlivu setrvačných sil rozváděcích elementů. Tento návrh byl nejen revoluční, ale přitom konstrukčně a výrobně jednoduchý. Změna spočívala v tom, že při rozvádění návinu odpadly všechny kmitající elementy předešlých mechanismů s výjimkou kmitající nitě samotné. Tím odpadly také problémy týkající se velkého namáhání kmitajících částí a značnou mírou se snížila i hlučnost doprovázející předešlé typy mechanismů. Další kladem tohoto patentu bylo zkvalitnění návinu v krajních místech cívky, vlivem nenahuštění materiálu způsobené ostřejším přechodovým poloměrem. Tyto stroje dosahují navíjecích otáček až  $16\,000\text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ , což bylo minimálně 4x více než jiné stroje. Princip tohoto mechanismu je naznačen na obr 2.7. Rozváděná nit vchází přes vodící lištu do dutého válce, kde je pomocí drážky rozváděna po celé šíři cívky B. Při výstupu z bubnu se opírá o druhou vodící lištu, která je u větších cívek nahrazena válečkem uloženým na ložiskách, odstraňující tření mezi lištou a navíjenou cívkou.



Obr 2.7 Schéma rozváděcího mechanismu s bubnem

## 2.2.4 Mechanismus s použitím rotujících talířů - kuželů

Patentovaný mechanismus s rozváděcím bubnem přiměl konkurenci k vývoji jiného systému stavěného na obdobné myšlence, tedy žádné setrvačné síly kmitajícího unášeče. Bylo jasné, že dalšími inovacemi klasického vačkového mechanismu již není možno docílit požadovaného efektu. Byl navržen mechanismus používající pro rozvod příze rotující talíře – kužele. Princip je následující – dva kuželové talíře vytvoří mezi sebou mezeru pro rozváděnou nit. Talíře se otáčejí synchronními otáčkami, které jsou svázány přes kuželovou převodovku a další převod k náhonu. Velkým nedostatkem plynoucím z tohoto kinematického uspořádání – obr 2.7 je dynamická nevyváženost rotujících talířů. Dalším problémem byla obtížnost výroby talířů pro jejich tvarovou složitost. Účinek dynamické nevyváženosti měl neblahý vliv především na velké opotřebení kuželového soukolí a tím i plynoucího snížení kvality návinu.

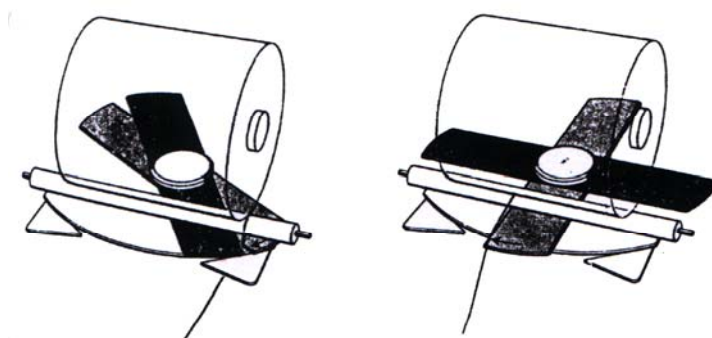


Obr 2.8 Schéma mechanismu s rotujícími talíři



### 2.2.5 Rozváděcí mechanismus pomocí rotujících křídel

Tento způsob rozvádění je znám již řadu let, ale díky složitosti mechanismu nebyl dále vyvíjen. Až roku 1999 byl na výstavě ITMA v Paříži předveden stroj využívající rotující křídla pro navíjení různých druhů vinutí a to pro divoké vinutí, přesné křížové vinutí horší kvality a tzv. digitální vinutí "DIGICONE". Bylo zde využito moderních druhů pohonů programově řízených, kde náhon vřeten zajišťoval jeden pohon a pro rozvod příze křídly druhý regulovaný pohon. Díky snadné programovatelnosti a regulovatelnosti mohli být navíjeny právě ony již zmíněny tři náviny. Z hlediska dynamické vyváženosti je tento princip zcela vyhovující. Způsob rozvádění spočívá v tom, že dvě rotující křídla se otáčejí opačným směrem, přičemž jedno křídlo vede přízi jedním směrem až k úvrati cívky, kde ji opouští a příze je přebrána druhým křídlem, které ji vede směrem opačným – obr 2.9.

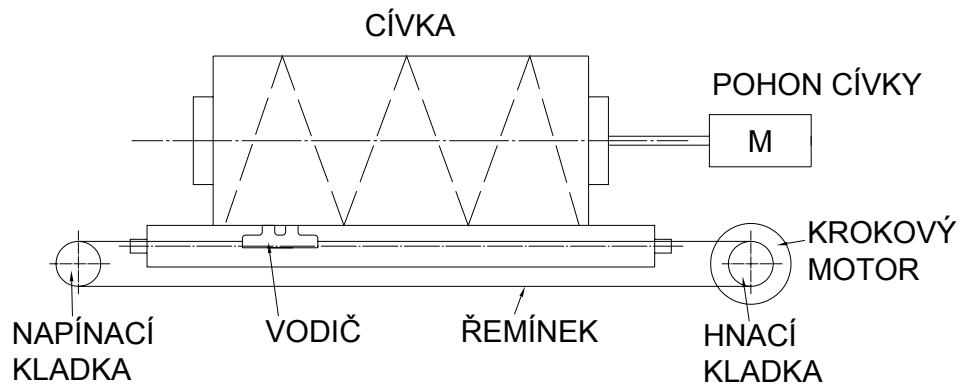


Obr. 2.9 Schéma rozvádění nitě pomocí rotujících křídel

### 2.2.6 Rozváděcí mechanismus využívající krokový motor a řemínek s rozváděcím očkem.

Díky značnému pokroku v oblasti elektronických pohonů bylo využito dvou řízených pohonů. Jeden zabezpečuje pohon cívky, druhého je využito k pohonu řemínku, na kterém je připevněno rozváděcí oko. Díky hmotnostní minimalizaci oka a řemínku je možno dosahovat rozváděcích rychlostí až  $1200 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ , ale pouze pro cívky větších rozměrů. Díky elektronicky řízeným pohonům je zde k dispozici velký

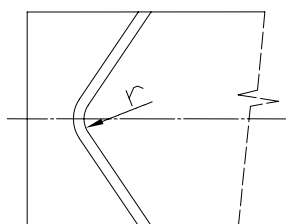
výběr druhů vinutí a to zejména divoké vinutí pro válcovou, kuželovou cívku a bikónické válcové cívky, přesné křížové vinutí a digitální vinutí.



**Obr 2.10 Schéma mechanismu s krokovým motorem**

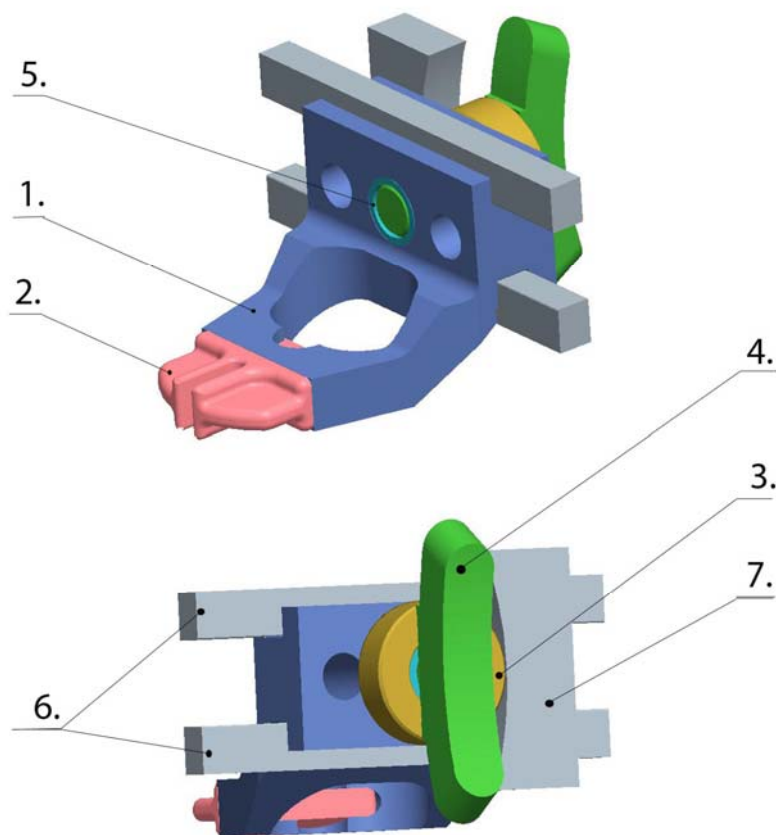
### 3. Analýza namáhání vodiče skleněného vlákna u stávajícího rozváděcího mechanismu

Analyzovaný mechanismus vodiče skleněného vlákna je určen pro tvorbu divokého vinutí. V zadání byla k dispozici výkresová dokumentace stávajícího mechanismu, zdvihová závislost vačky, graf úvratí, katalog mechanických a fyzikálních vlastností vhodných materiálů pro výrobu dílů unášече. Pro tento druh mechanismu je typická složitost výroby vačky a to zejména proto, že v oblastech úvratí vačky šířka drážky pro vedení lodičky není konstantní. Vačka musí být vyrobena s vysokou přesností, s konstantním stoupáním a pokud má být návín kvalitní, tak u bodů obratu s co nejstrmější přechodovou charakteristikou změny pohybu rozvaděče, která je definována pomocí minimálního poloměru křivosti  $r$  - obr 3.1.



**Obr 3.1 Přechodová část vačky v úvratí**

U těchto vinutí je důležité zachování konstantní rychlosti u rozvádění vlákna v celé šířce cívy B. Tento požadavek konstantní rychlosti nelze splnit v bodech obratu a v jejich blízkém okolí vzhledem k charakteristice konaného přímočarého vratného pohybu. Čím menší bude poloměr křivosti  $r$ , tím k větším zrychlením resp. zpomalením bude docházet. Vlivem setrvačných sil bude v bodě obratu působit největší namáhání nejen částí, které budou v kontaktu s vačkou, popřípadě vodíci lištami, ale také součástí přímo spojených v samotné konstrukci unášече. Standardní stroje pro tento druh návínu dosahují otáček  $2000-3000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$  a rozváděcí rychlost kolem  $150-200 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ . Tento mechanismus pracuje při otáčkách  $4000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$  a rozváděcí rychlosti  $250 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ . Schéma uspořádání rozváděcího elementu je vidět na obr 3.2.



**Obr 3.2 Sestava unášeče v kontaktu s vodícími lištami a vačkou**

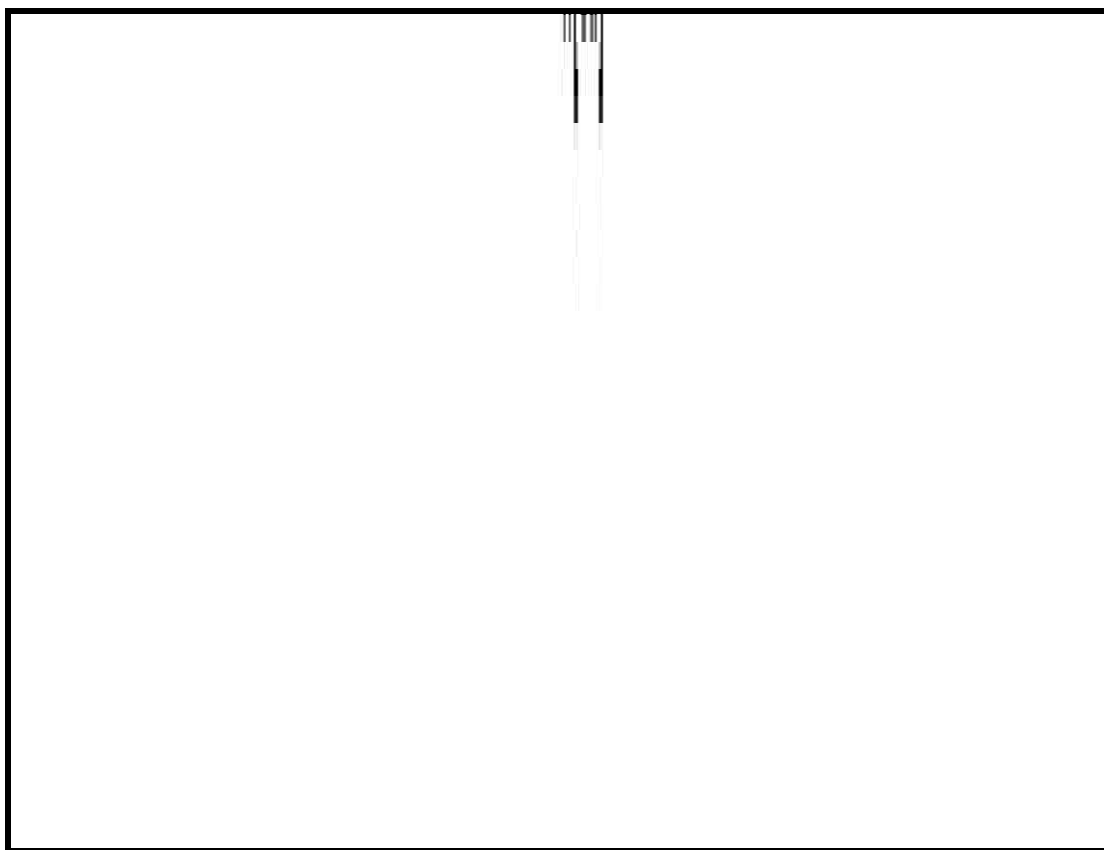
Pozice	Název součásti	Materiál
1.	klip	ertacetal H
2.	palec	bakelit
3.	rolnička	ertalyte TX
4.	lodička	ertalyte TX
5.	pouzdro	slitiny hliníku
6.	vodící lišty	ocel
7.	vačka	bronz

**Tabulka 3.1 Legenda k obr 3.2 a seznam použitých materiálů**

Na obr 3.2 jsou znázorněny části unášeče a naznačeny vodící lišky, místo rozváděcího válce (vačky) je zde namodelované těleso charakterizované maximálním poloměrem křivosti uvedeným v průvodní dokumentaci.

### 3.1 Určení namáhání vodiče pomocí softwaru PRO/ENGINEER Wildfire 2.0

Nejprve bylo zapotřebí určit maximální zrychlení v oblasti úvratí. To bylo možno provést na základě zadané zdvihové závislosti  $y = f(\varphi)$ .

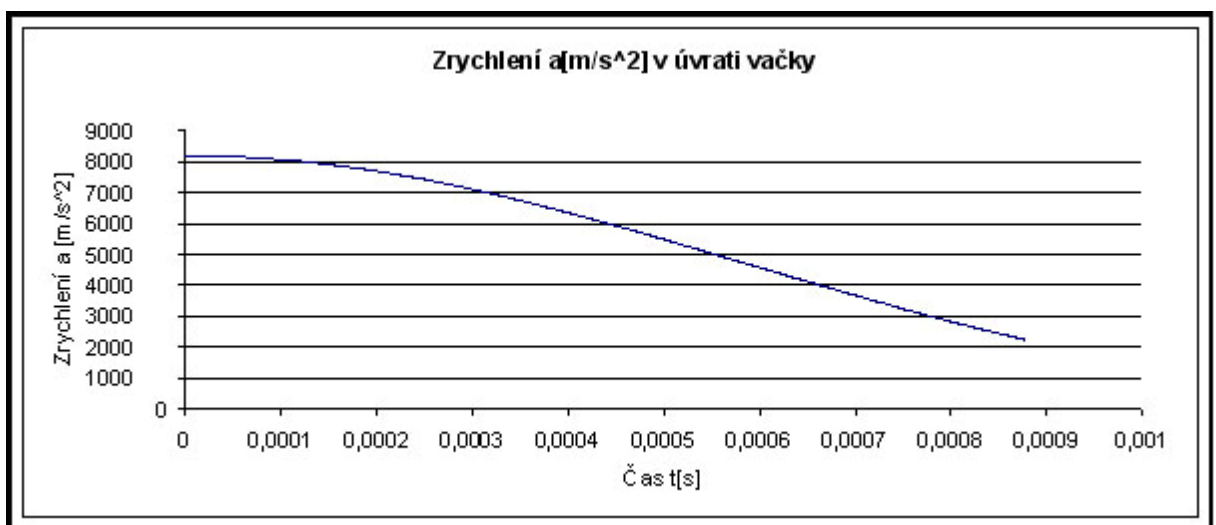


**Graf 3.1 Graf úvratí jednotlivých míst lodičky**

Jako určující byla použita křivka S prezentující osu rozváděče. Zdrojová data byla v již zmíněném formátu  $y = f(\varphi)$ . Zrychlení bylo počítáno pomocí systému Pro/Engineer v modulu MECHANISM. Servomotor byl zadán z tabulky, kde má být v jednom sloupci čas  $t[s]$  a ve druhém  $y[mm]$ . Pro získání veličiny  $t$  se vycházelo z následujících hodnot a vztahů:

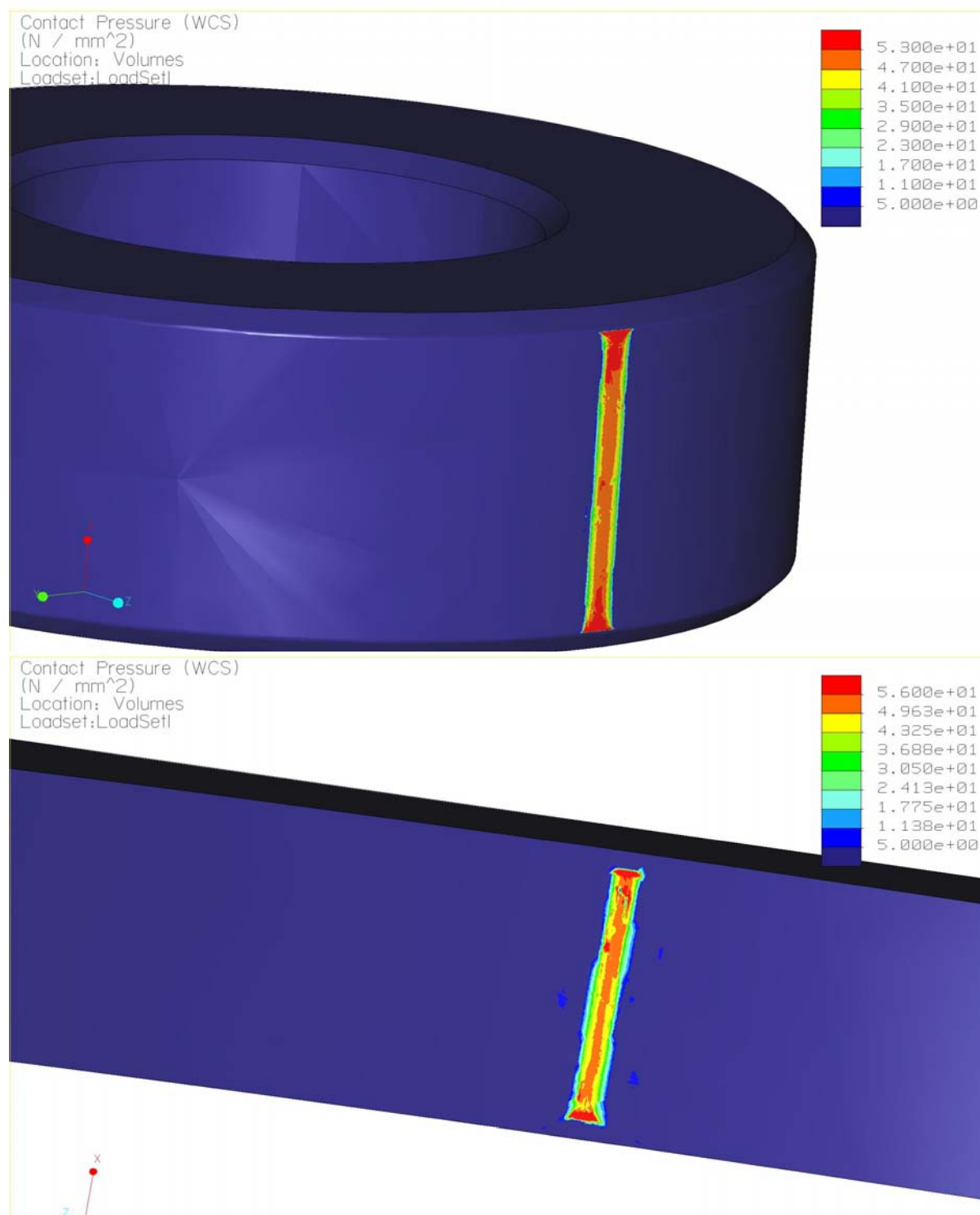
- úhlová rychlost  $\omega = 4000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} = 66,66 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1} = 418,88 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$
- vztah pro úhlovou rychlost  $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$  (1)
- $\Rightarrow$  po následné separaci proměnných a integraci dostáváme
- $\varphi = \omega \cdot t \Rightarrow t = \frac{\varphi}{\omega}$  (2)

Tímto způsobem byl vytvořen datový soubor se dvěma sloupci hodnot  $t[\text{s}]$  a  $y[\text{mm}]$ .



**Graf 3.2 Zrychlení unášeče v oblasti obratu**

Ze zdrojových dat křivky zrychlení bylo zjištěno maximální zrychlení  $a = 8,186 \cdot 10^3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ . V modulu STANDART byly vytvořeny modely částí rozváděče podle výkresové dokumentace a vytvořena sestava. Dále se přešlo do modulu STRUCTURE. Nastavily se počáteční podmínky, určily kontaktní plochy, definovaly materiál jednotlivých částí a simulovalo zatížení jako zrychlení v horizontálním směru s hodnotou  $a = 8,186 \cdot 10^3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ . Výsledek kontaktního tlaku na nejvíce namáhané součásti je znázorněn na obr. 3.3. Další výsledky kontaktního tlaku a redukovaného napětí jsou uvedeny v příloze obr. 7.1 – 7.4.



Obr 3.3 Kontaktní napětí rolníčka – vačka

Výsledky kontaktních napětí a redukovaných napětí jsou shrnuty v následující tabulce.

Kontaktní tlak - rolnička Ø15mm	53	MPa
Kontaktní tlak - rolnička Ø15mm - uvnitř	17	MPa
Kontaktní tlak - vačka	56	MPa
Kontaktní tlak - pouzdro	13	MPa
Kontaktní tlak - klip	47	MPa
Redukované napětí - klip	7	MPa
Kontaktní tlak - palec	13,9	MPa
Kontaktní tlak klip - palec	14,96	MPa

**Tabulka 3.2 Kontaktní a redukované napětí.**

Největší namáhání určené pomocí metody konečných prvků je 53MPa a toto namáhání působí mezi rolničkou a vačkou. Tento kontaktní tlak je možno počítat pomocí teorie Hertzových tlaků.

### **3.2 Určení namáhání pomocí teorie Hertzových tlaků.**

#### **3.2.1 Určení vstupních hodnot pro teorii Hertzových tlaků a výpočet kontaktního napětí**

Pomocí teorie Hertzových tlaků bylo možno počítat kontaktní napětí mezi rolničkou o Ø 15mm a vačkou, jejíž maximální poloměr křivosti  $r_2 = 38,672\text{mm}$ , materiál vačky bude bronz a materiál rolničky bude plast ertalyte TX. Pro kontaktní tlak dvou ploch byl použit vztah:

$$p_H = \sqrt{\frac{\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}\right) \cdot \frac{F_n}{\pi \cdot l}}{\left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1}\right) + \left(\frac{1-\mu_2^2}{E_2}\right)}} \quad (3)$$



**Ve vztahu vystupují:** 1.) poloměry křivosti obou kontaktních ploch  $r_1$  [m] a  $r_2$  [m]  
2.) normálová síla  $F_n$  [N]  
3.) délka stykových ploch  $l$  [m]  
4.) modul pružnosti  $E_1$  [Pa] a  $E_2$  [Pa]  
5.) Poissonova konstanta  $\mu_1$  [-] a  $\mu_2$  [-]

Název dílu	Veličina	Hodnota	Jednotky
VAČKA (bronz)	$E_2=$	$1,03 \cdot 10^5$	[MPa]
	$r_2=$	0,038627	[m]
	$\mu_2=$	0,34	[-]
ROLNÍČKA (ertalyte TX)	$E_1=$	$3,2 \cdot 10^3$	[MPa]
	$r_1=$	0,0075	[m]
	$\mu_1=$	0,38	[-]

**Tabulka 3.3 – vstupní hodnoty**

Pomocí systému Pro/Engineer bylo určeno maximální zrychlení  $a = 8,186 \cdot 10^3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  a po zadání materiálových konstant bylo možno určit výslednou hmotnost potřebnou pro určení normálové síly  $F_n$ .

Součásti unášecího elementu	Hodnoty	Jednotky
KLIP	0,00631	[kg]
PALEC	0,00111	[kg]
POUZDRO	0,00183	[kg]
ROLNÍČKA	0,00098	[kg]
LODIČKA	0,00198	[kg]
$\Sigma$	0,01221	[kg]

**Tabulka 3.4 – hmotnosti jednotlivých dílů a celková hmotnost rozvaděče**

Normálovou sílu  $F_n$  určíme pomocí d'Alembertova principu skládání sil:

$$\bar{F} + \bar{D} = 0 \quad (4)$$

$$F_n = m \cdot a = 0,01221 \cdot 8,186 \cdot 10^3 = 99,95 \text{ [N]}$$

$$p_H = \sqrt{\frac{\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}\right) \cdot \frac{F_n}{\pi \cdot l}}{\left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1}\right) + \left(\frac{1-\mu_2^2}{E_2}\right)}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{1}{0,0075} - \frac{1}{0,038627}\right) \cdot \frac{99,95}{\pi \cdot 0,0044}}{\left(\frac{1-0,38^2}{3,2 \cdot 10^9}\right) + \left(\frac{1-0,34^2}{1,03 \cdot 10^{11}}\right)}} = 53,1 \text{ [MPa]}$$

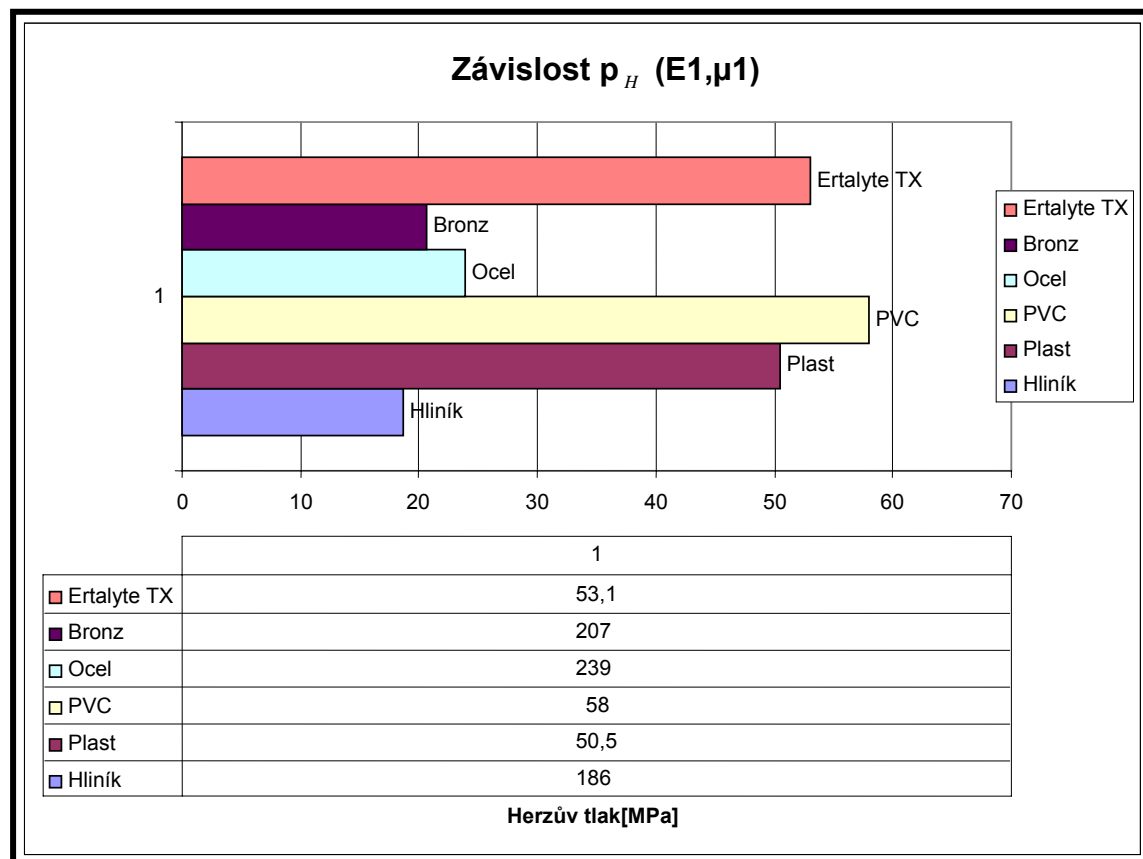
### 3.2.2 Studie týkající se veličin ovlivňující kontaktní tlak rolníčka – vačka

Prvním faktorem vystupujícím ve vztahu pro teorii Hertzových tlaků a ovlivňujícím kontaktní tlak rolníčka – vačka jsou vlastnosti použitého materiálu. Materiál vačky bude zachován, bude se měnit pouze materiál rolníčky, která je nyní vyrobena z plastu označeném ertalyte TX. Pro studii týkající se změny materiálových konstant použijeme materiály: bronz, ocel, PVC, plast – obecně, hliník. Pro názornost je znovu ve studii použit i plast ertalyte TX. Jejich vlastnosti jsou uvedeny v následující tabulce.

Materiál	E[MPa]	$\mu$ [-]	$p_H$ [MPa]
Bronz	1,03E+05	0,34	207
Ocel	2,10E+05	0,3	239
PVC	4,00E+03	0,4	58,0
Plast	3,00E+03	0,4	50,5
Hliník	7,00E+04	0,33	186
Ertalyte TX	3,20E+03	0,38	53,1

**Tabulka 3.5 – materiálové konstanty materiálů a výsledky kontaktních tlaků**

V následujícím grafu jsou uvedeny výsledky kontaktního tlaku počítaného z teorie Hertzových tlaků.



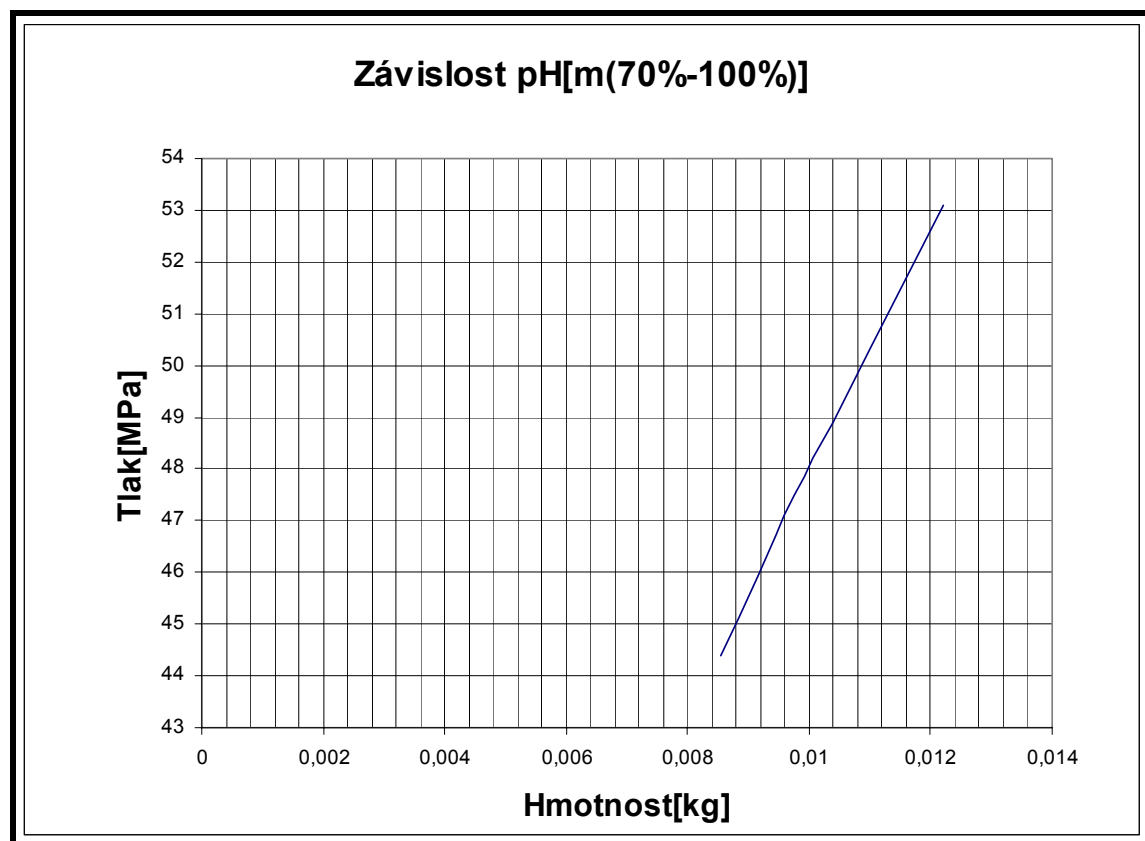
**Graf 3.3 Vliv vlastností materiálu na hodnotu kontaktního tlaku.**

Z tohoto grafu je zřejmé, že mechanické vlastnosti materiálů mají velký vliv na hodnotu kontaktního tlaku. Složkou nejvíce ovlivňující výslednou hodnotu kontaktního napětí je především modul pružnosti jednotlivých materiálů, a to zejména díky velkému rozdílu velikostí hodnot jednotlivých materiálů. Obecně lze říci, že kovové materiály dosahují hodnot cca  $p_H = 200 \text{ MPa}$ , kdežto u materiálů z plastu je napětí až 4x menší. V tomto směru se nejspíše žádná možná redukce napětí nenajde.

Další veličinou, jejíž hodnotu lze ovlivnit, je velikost normálové síly  $F_n$ . Zrychlení nelze měnit, ale můžeme ovlivnit hmotnost samotného rozváděcího elementu. Hmotnost můžeme snížit buď změnou stávajícího materiálu za materiál s menší hustotou a nebo odebráním materiálu z míst, kde nepůsobí žádné nebo minimální napětí.

V každém případě, odebraný materiál nesmí mít vliv na samotnou funkčnost rozvaděče.

V dalším grafu je znázorněna závislost  $p_H = f(m)$



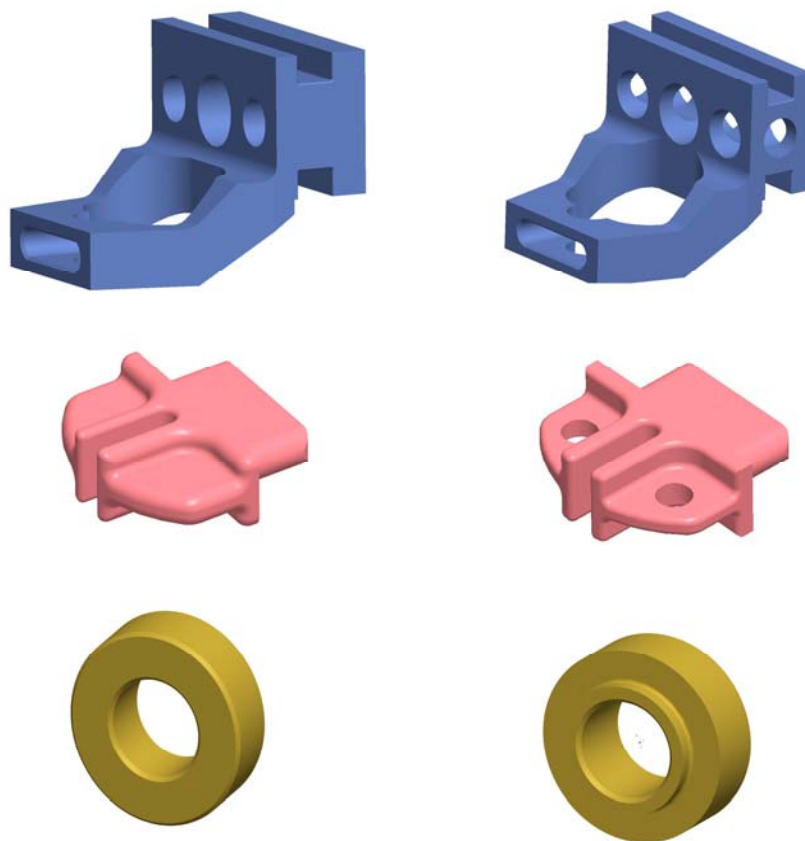
**Graf 3.2 Závislost tlaku na hmotnosti**

Z grafu 3.2 je zřejmá lineární závislost. Hmotnost byla snižována v rozmezí od 100% z původní hmotnosti až na 70% hmotnosti. V následující tabulce jsou uvedeny hodnoty hmotnosti, normálové síly  $F_n$  a kontaktního tlaku  $p_H$ .

	m [kg]	$F_n$ [N]	$p_H$ [MPa]
m(100%)=	0,01220	99,94	53,1
m(95%)=	0,01159	94,94	51,7
m(90%)=	0,01098	89,95	50,3
m(85%)=	0,01037	84,95	48,9
m(80%)=	0,00976	79,95	47,5
m(75%)=	0,00915	74,95	45,9
m(70%)=	0,00854	69,96	44,4

**Tabulka 3.6 Závislost  $p_H = f(m)$**

Bylo zapotřebí snížit hmotnost celého unášecího elementu bez narušení funkčnosti. Na následujícím obrázku jsou vidět změny vedoucí ke snížení hmotnosti.



**Obr 3.4 Redukce hmotnosti**

Z obrázku je zřejmé, že materiálu, který lze odebrat, není mnoho, tudíž tato optimalizace nedosáhne vysokého efektu. V následující tabulce jsou uvedeny hmotnosti jednotlivých dílů před optimalizací a po optimalizaci.

	Hmotnost původní konstrukce [kg]	Hmotnost upravené konstrukce[kg]
KLIP	0,00631	0,00510
PALEC	0,00111	0,00097
POUZDRO	0,00183	0,00183
ROLNÍČKA	0,00098	0,00121
LODIČKA	0,00198	0,00198
$\sum m_i$	0,01221	0,01109

**Tabulka 3.7 Hmotnosti jednotlivých elementů**

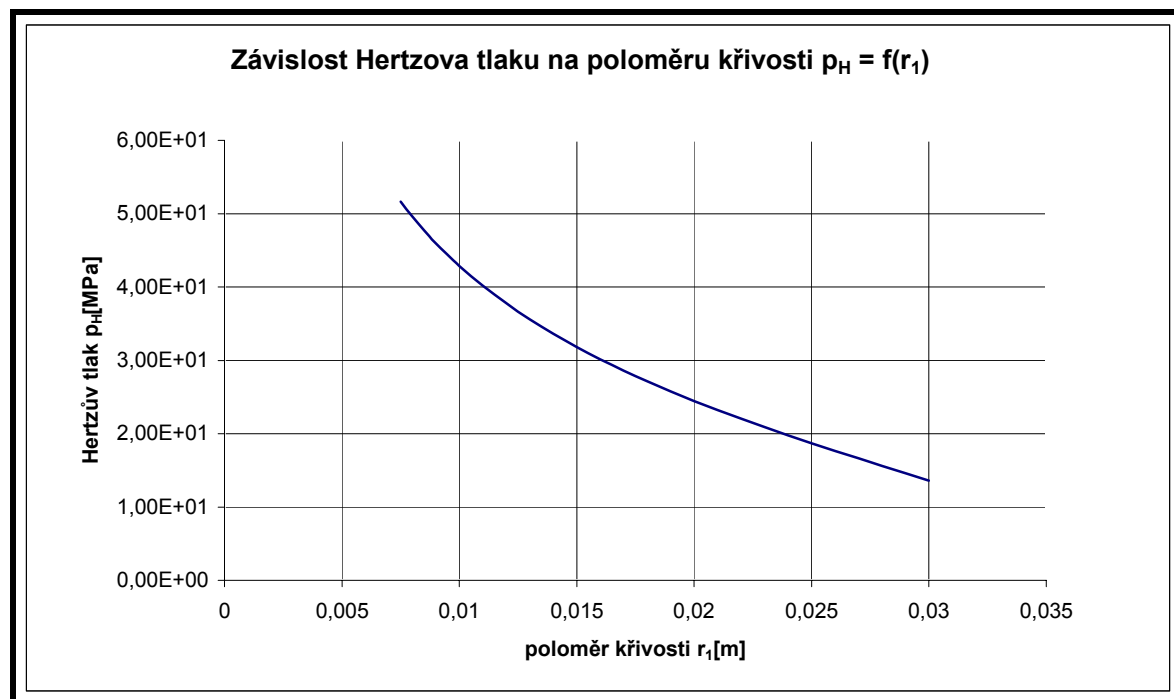
Výsledné kontaktní napětí je uvedeno v další tabulce.

Hmotnost upravené konstrukce[kg]	Hmotnost upravené konstrukce[%]	Výsledná normálová síla[N]	Výsledný tlak[MPa]
0,01109	90,81	90,76	50,6

**Tabulka 3.8 Výsledný tlak pro optimalizovanou konstrukci**

Vlivem snížení hmotnosti o cca 10% jsme snížily původní kontaktní tlak z 53,1MPa na hodnotu 50,6MPa. Toto 4,7% snížení kontaktního tlaku není stále dostačující.

Další hodnotou určující výsledný kontaktní tlak je poloměr křivosti obou stykových ploch. Poloměr křivosti vačky zanecháme a můžeme tedy změnit poloměr křivosti rolničky. Stávající poloměr křivosti u rolničky  $r_1 = 7,5\text{mm}$ . Tento poloměr lze zvětšovat prakticky až na maximální poloměr křivosti vačky, tedy na hodnotu  $r_2 = 38,627\text{mm}$ . Na následujícím grafu je vidět závislost  $p_H = f(r_1)$ .

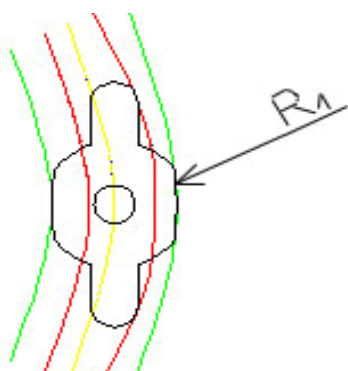


**Graf 3.3 Závislost Hertzova tlaku na poloměru křivosti rolničky**

Z grafu je zřejmý exponenciální průběh funkce.

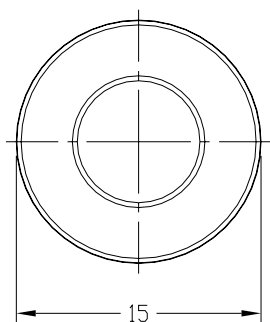
#### 4. Tvarová optimalizace vodiče vlákna

Z předchozích tří možností ovlivňujících kontaktní napětí se nejpříznivěji jeví možnost zvýšit poloměr křivosti rolničky. V našem případě můžeme využít všechny tři možnosti s tím, že na materiál rolničky použijeme stávající plast ertalyte TX a vačka bude z bronzu. Využijeme i druhou možnost, a to snížení vlastní hmotnosti unášecího elementu, změny jsou zřejmé z obr. 3.8. Následně budeme zvyšovat poloměr křivosti na optimální hodnotu. Na obr 4.1 je znázorněn rozvinutý tvar drážky rozváděcího válce a schéma rolničky a lodičky – černá barva. Žlutou barvou je znázorněná osa, kterou prochází další osa rolničky a lodičky. Červeně je vidět půdorys vodící drážky pro lodičku a zeleně drážka pro rolničku, která se nalézá pouze v krajních polohách rozváděcího válce.



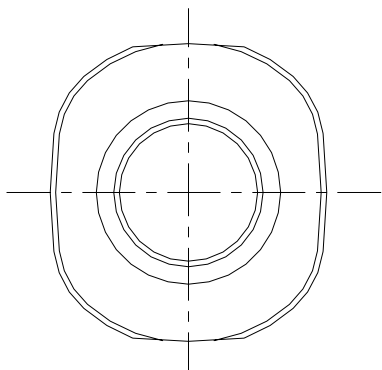
Obr 4.1 Schéma drážek, rolničky a lodičky

Z obrázku je zřejmé, že maximální velikost poloměru křivosti může být  $r_1 = 38,672\text{mm}$ . Při shodných velikostech poloměru křivosti rolničky a vačky by byla hodnota kontaktního tlaku sice malá, ale styková plocha by způsobovala velké tření. Byl zvolen poloměr křivosti  $r_1 = 26\text{mm}$ . Poloměr křivosti se zvětšil, ale musela být zachována šířka rolničky - obr 4.2. díky tvaru drážky naznačeném zeleně na obr 4.1.



**Obr 4.2 Původní tvar rolničky**

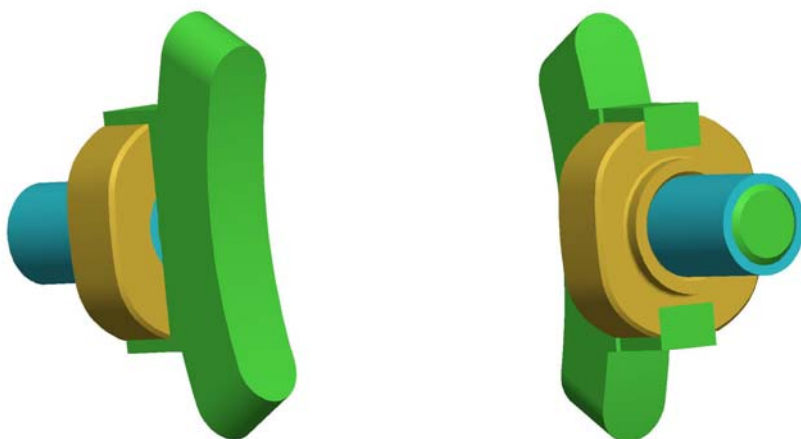
Byl navržen následující tvar rolničky – obr 4.3



**Obr 4.3 Optimalizovaný tvar rolničky**

Díky změně tvaru rolničky se změnil i charakter jejího pohybu. Z původního valivého se změnil na posuvný. Optimalizovaný tvar umožňuje oproti původní konstrukci kolizi s vačkou vlivem neřízeného natáčení okolo vlastní osy. Pro zamezení rotace byla navržena další úprava, která je vidět na obr 4.4.





**Obr 4.4 Upravená konstrukce**

Tato koncepce umožňuje bezkolizní provoz. Lodička “navede - nasměruje” rolničku do správné polohy oproti vačce a v úvrati je naopak lodička vedena rolničkou vlivem normálové síly působící kolmo na stykovou plochu.

## 5. Určení výsledného namáhání vodiče vlákna

### 5.1 Určení výsledného kontaktního tlaku pomocí Hertzovy teorie

Výsledné kontaktní napětí mezi rolničkou určíme nejprve z teorie Hertzových tlaků ze vztahu (3). Vstupní optimalizované hodnoty jsou uvedeny v tabulce 5.1

	Veličina	Hodnota	Jednotky
VAČKA	$E_2 =$	1,03E+05	[MPa]
	$r_2 =$	0,038627	[m]
	$\mu_2 =$	0,34	[-]
ROLNIČKA	$E_1 =$	3,20E+04	[MPa]
	$r_1 =$	0,026	[m]
	$\mu_1 =$	0,38	[-]
HMOTNOST SESTAVY	$m =$	0,01109	[kg]
ZRYCHLENÍ	$a =$	8186,56	$[m \cdot s^{-2}]$

Tabulka 5.1 – vstupní hodnoty pro kontaktní tlak

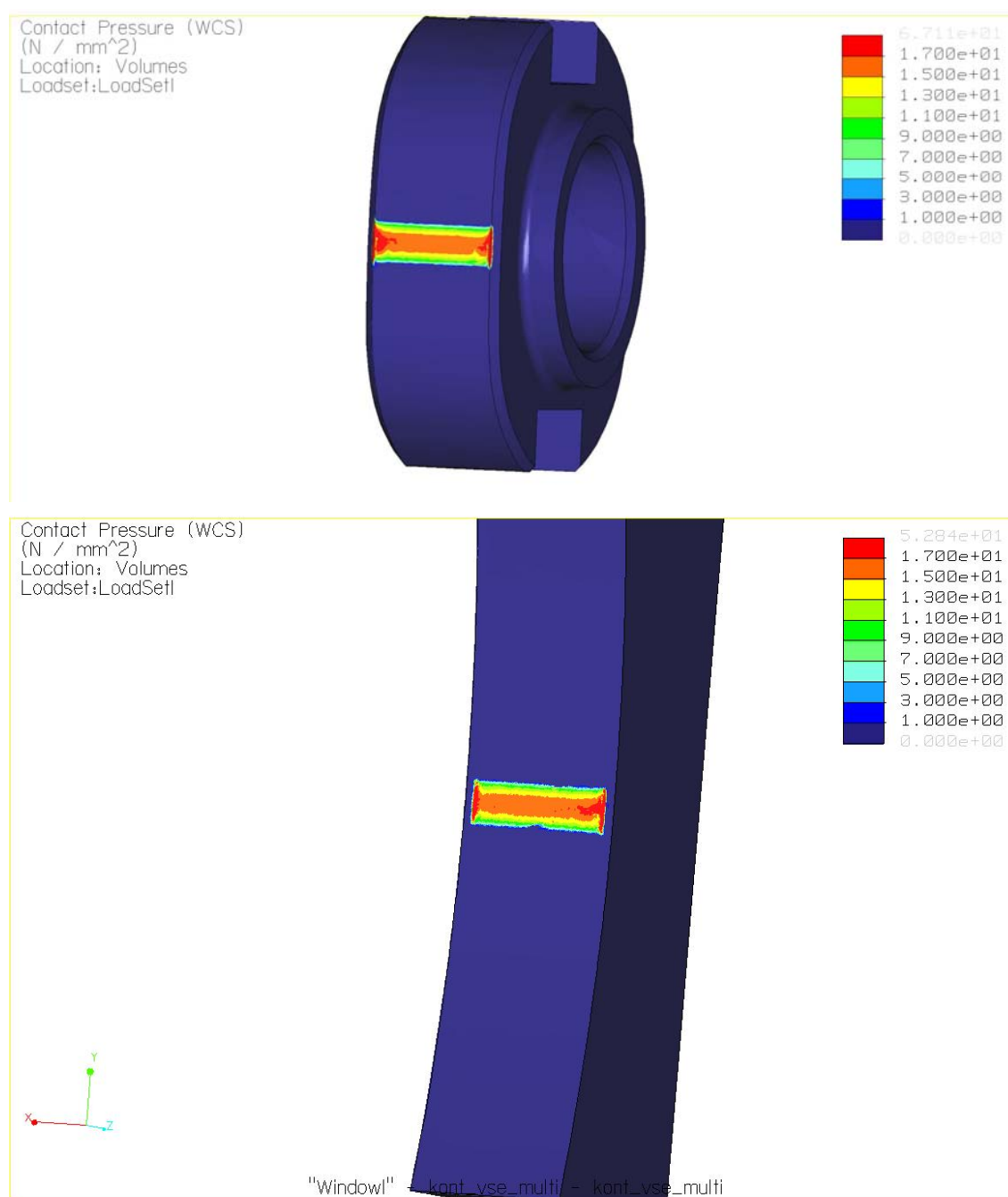
$$p_H = \sqrt{\frac{\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}\right) \cdot \frac{F_n}{\pi \cdot l}}{\left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1}\right) + \left(\frac{1 - \mu_2^2}{E_2}\right)}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{1}{0,026} - \frac{1}{0,038627}\right) \cdot \frac{90,788}{\pi \cdot 0,0044}}{\left(\frac{1 - 0,38^2}{3,2 \cdot 10^9}\right) + \left(\frac{1 - 0,34^2}{1,03 \cdot 10^{11}}\right)}} = 17,3 \text{ [MPa]}$$

Výsledný kontaktní tlak mezi rolničkou a vačkou jsme optimalizovali na hodnoty cca 3x menší než byla původní hodnota.

## 5.2 Určení výsledného kontaktního tlaku pomocí softwaru

### Pro/ENGINEER Wildfire 2.0

Na následujícím obrázku je znázorněno optimalizované kontaktní napětí rolnička – vačka. Další obrázky jsou uvedeny v příloze obr 7.5 – 7.6.



Obr 5.1 Kontaktní napětí rolnička – vačka.

### 5.3 Shrnutí výsledků namáhání vodiče

Bylo stanoveno výsledné namáhání unášeče rozváděcího mechanismu. V tabulce 5.2 jsou shrnuty výsledky vypočtené pomocí softwaru Pro/Enginner původní konstrukce a optimalizované konstrukce. Optimalizace původní konstrukce spočívala v redukci tlaku nejvíce namáhaných součástí, a to rolnička - kladka. Hodnoty jsou stanoveny s ohledem na singularity.

	Původní konstrukce	Optimalizovaná konstrukce
Kontaktní tlak - rolnička Ø15mm	53[MPa]	17[MPa]
Kontaktní tlak - vačka	56[MPa]	17[MPa]
Kontaktní tlak - klip	47[MPa]	50[MPa]
Redukované napětí - klip	7[MPa]	7[MPa]
Kontaktní tlak - palec	13,9[MPa]	13,9[MPa]
Kontaktní tlak klip - palec	14,96[MPa]	14,96[MPa]

**Tabulka 5.2 Výsledná napětí**

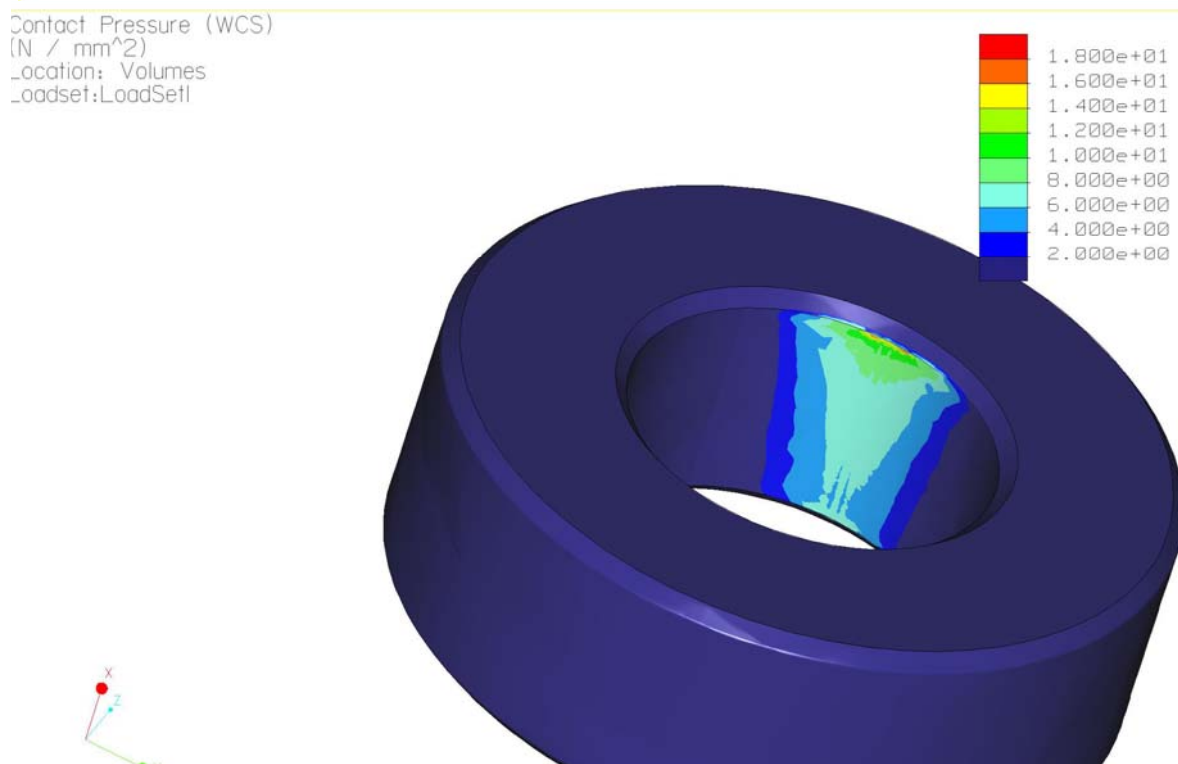
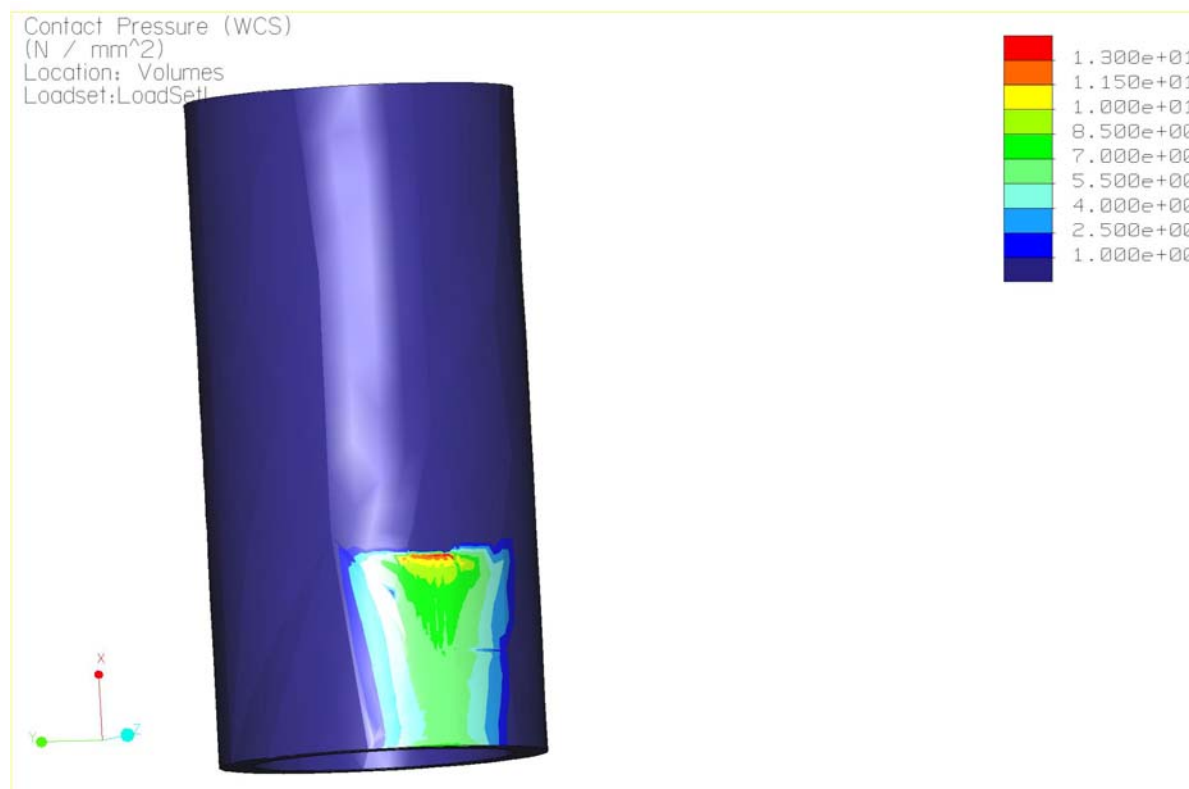
## 6. Závěr

Analyzovaný rozváděcí mechanismus pracuje při otáčkách  $4000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$  a rozváděcí rychlosti  $250 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ . Při konaném přímočarém vratném pohybu dochází ke značnému zrychlení v krajních polohách vodiče, které bylo určeno pomocí softwaru Pro/Engineer v modulu Mechanism. Maximální zrychlení v úvrati vačky je  $a = 8,186 \cdot 10^3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ . Pomocí tohoto zrychlení bylo simulováno zatížení pro kontaktní analýzu provedenou pro stanovení namáhání unášeče. Z této kontaktní analýzy byl výsledek kontaktního napětí rolnička – vačka ověřen pomocí analytického výpočtu – pomocí teorie Hertzových tlaků. Tyto dva výsledky se liší v minimálním rozsahu. Pomocí analytického výpočtového vzorce pro teorii Hertzových tlaků byly provedeny studie a na základě jejich výsledků bylo určeno, jaké faktory nejvíce ovlivňují kontaktní napětí součástí. Po provedení jednotlivých studií byl s co největší efektivností optimalizován tvar vodiče. Ze studie týkající se materiálových vlastností rolničky bylo zjištěno, že zde žádné významné rezervy vedoucí ke snížení kontaktního tlaku nejsou. V další studii týkající se minimalizace hmotnosti bylo možno dosáhnout určitého snížení napětí, ale tato cesta měla pouze malý efekt. Třetí studie závislá na poloměru křivosti rolničky přináší efektivní snížení kontaktního napětí. Změna poloměru křivosti kontaktních ploch přinesla sice dostačující snížení kontaktního tlaku, ale také změnu charakteru pohybu rolničky samotné ze současného valivého na posuvný. Původní tvar rolničky neumožňoval kolizi s vačkou v oblasti přechodu vedení vodiče z lodičky na rolničku i za předpokladu, že nebyla vedena žádným jiným členem, než kovovým pouzdem umožňujícím rotaci. Pro optimalizovaný tvar bylo nutné zamezení této rotace a pro tento účel byla navržena úprava konstrukce jak rolničky tak lodičky. Upravená konstrukce neumožňuje neřízenou rotaci rolničky a tím zamezí kolizi s drážkou vačky. V tabulce 5.2 jsou uvedeny hodnoty kontaktních tlaků a redukovaného napětí původní konstrukce a upravené konstrukce. Redukovaná hodnota kontaktního tlaku rolnička – vačka byla optimalizována na hodnotu 1/3 původní hodnoty kontaktního tlaku.

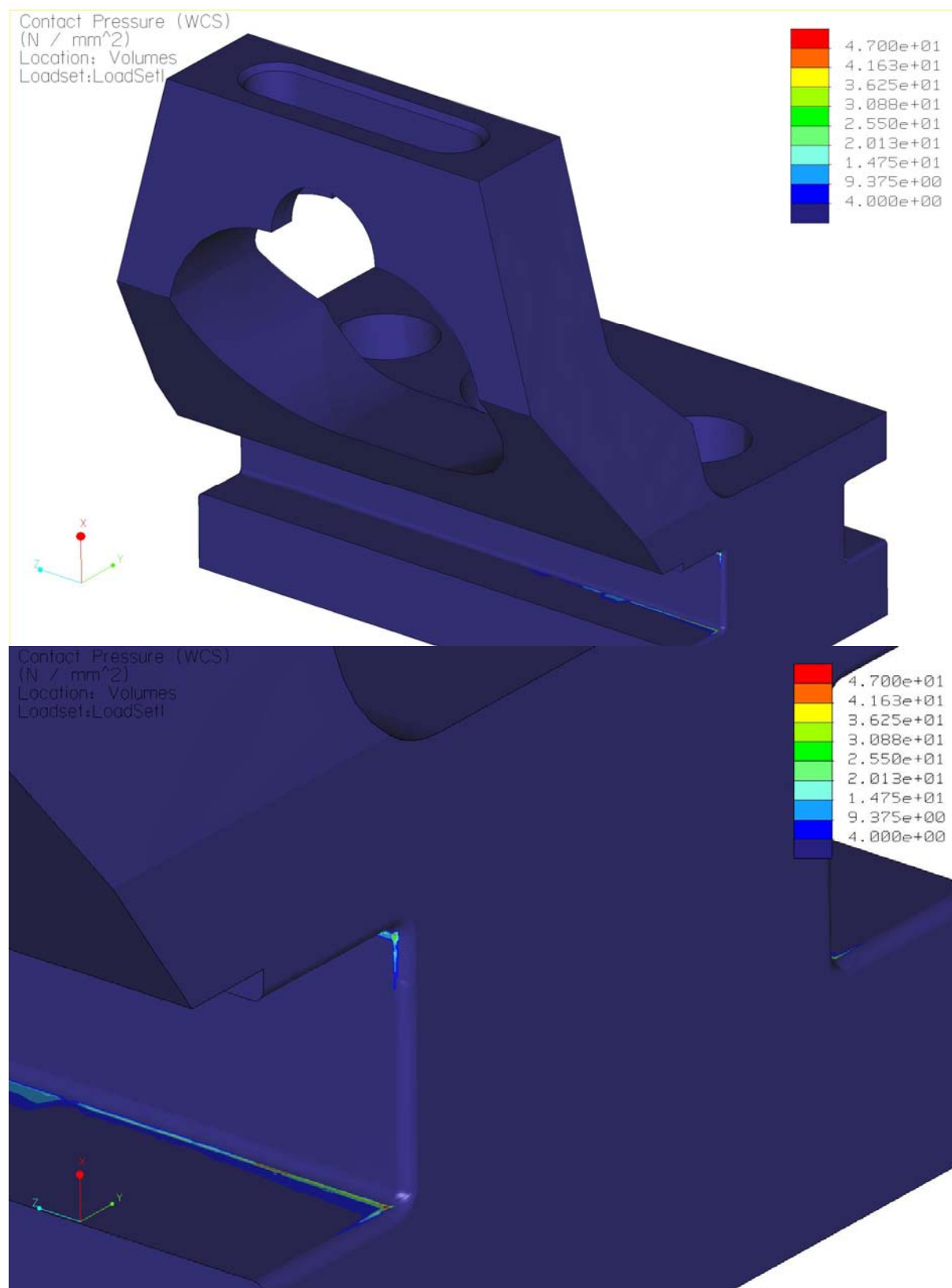
**Seznam použité literatury:**

- [1] Talavášek, O., Plíštil, J., Příprava materiálu ke tkání. SNTL, Praha 1984
- [2] Kaniok, J.: Nový systém přesného křížového vynutí. Disertační práce.  
TU Liberec, 2004
- [3] Firemní výkresová dokumentace

## 7. Přílohy

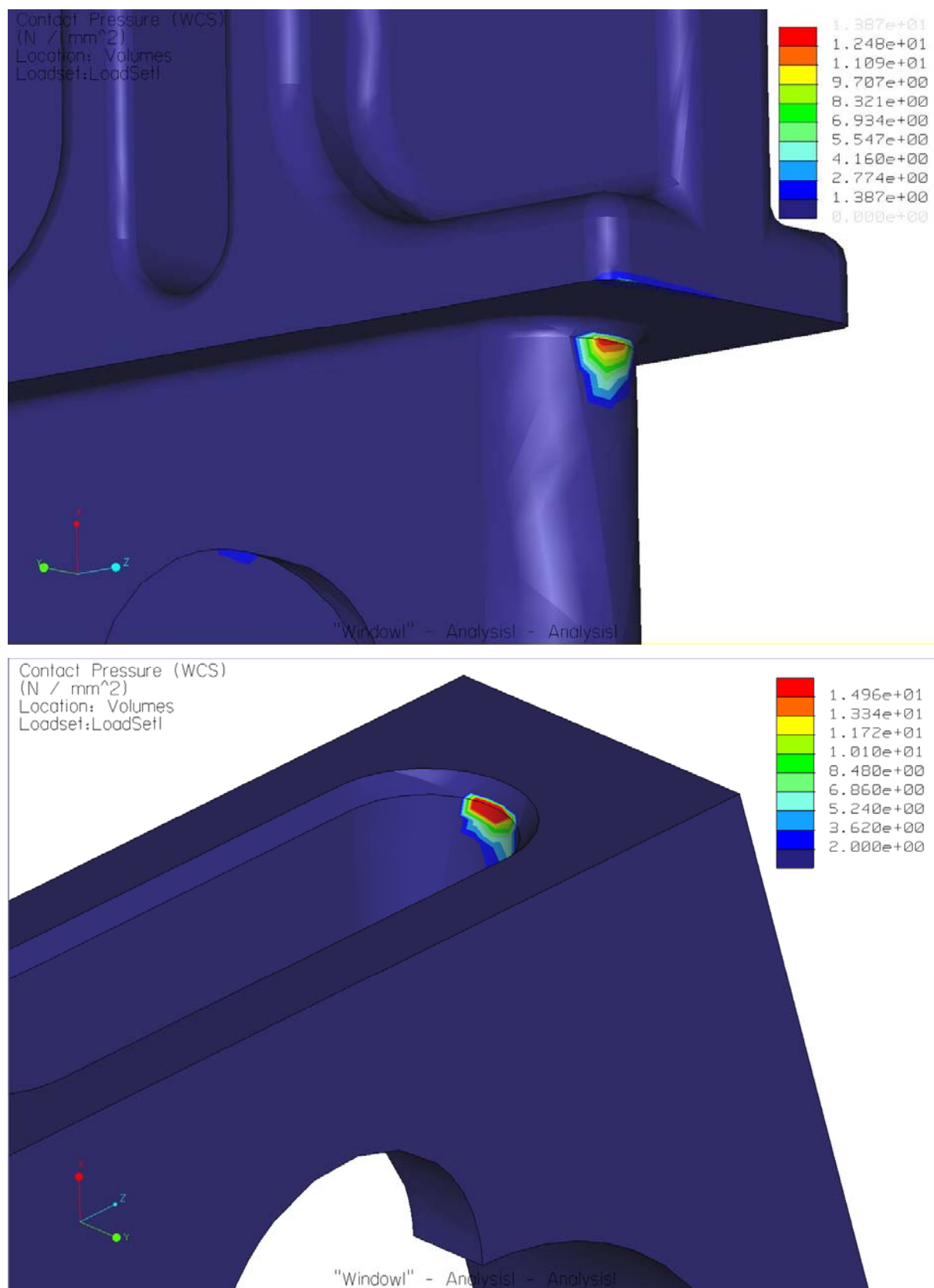


**Obr 7.1 Kontaktní napětí rolnička – pouzdro**

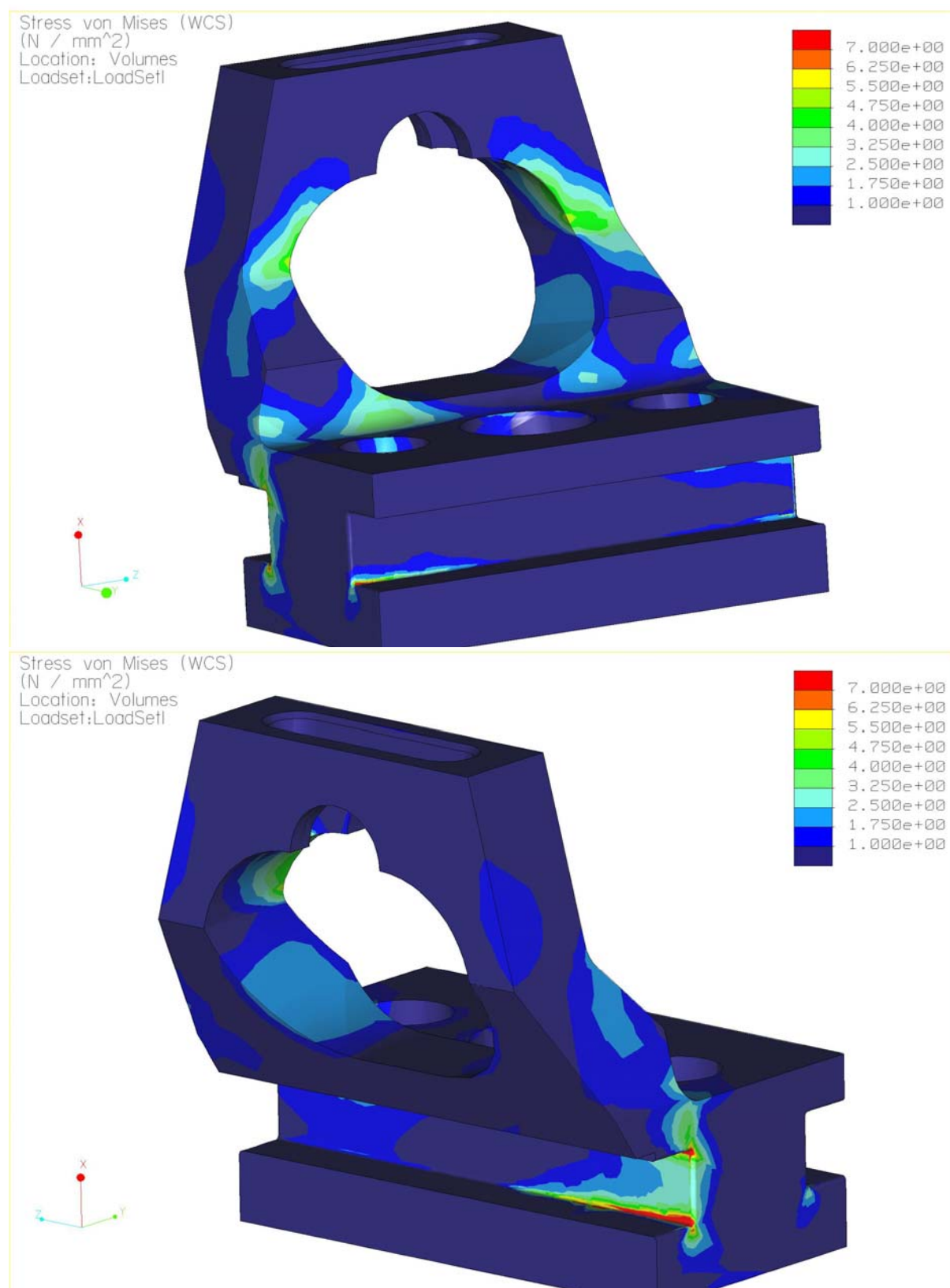




**Obr 7.2 Kontaktní napětí klip – vodící lišta**

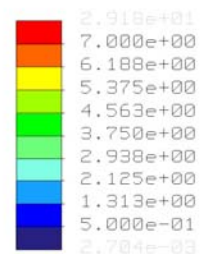
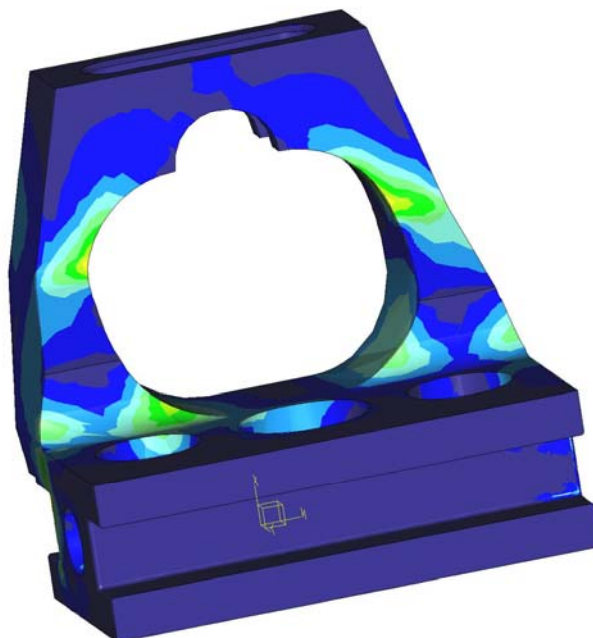
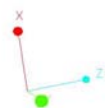


**Obr 7.3 Kontaktní napětí klip – palec**

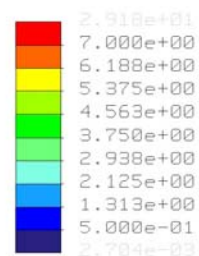
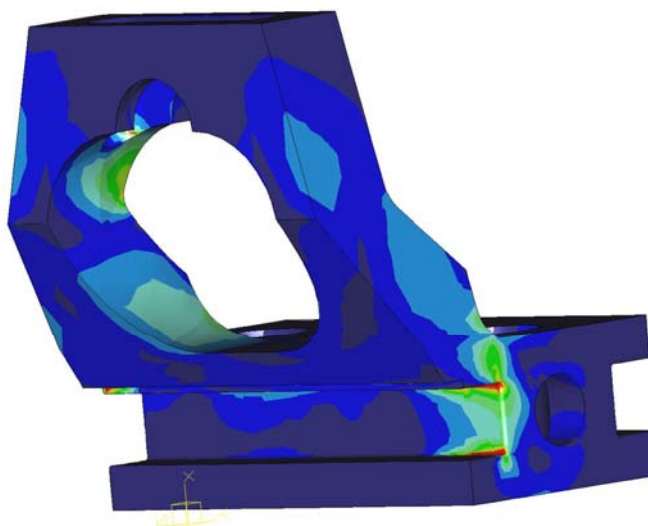


**Obr 7.4 Redukované napětí – klip**

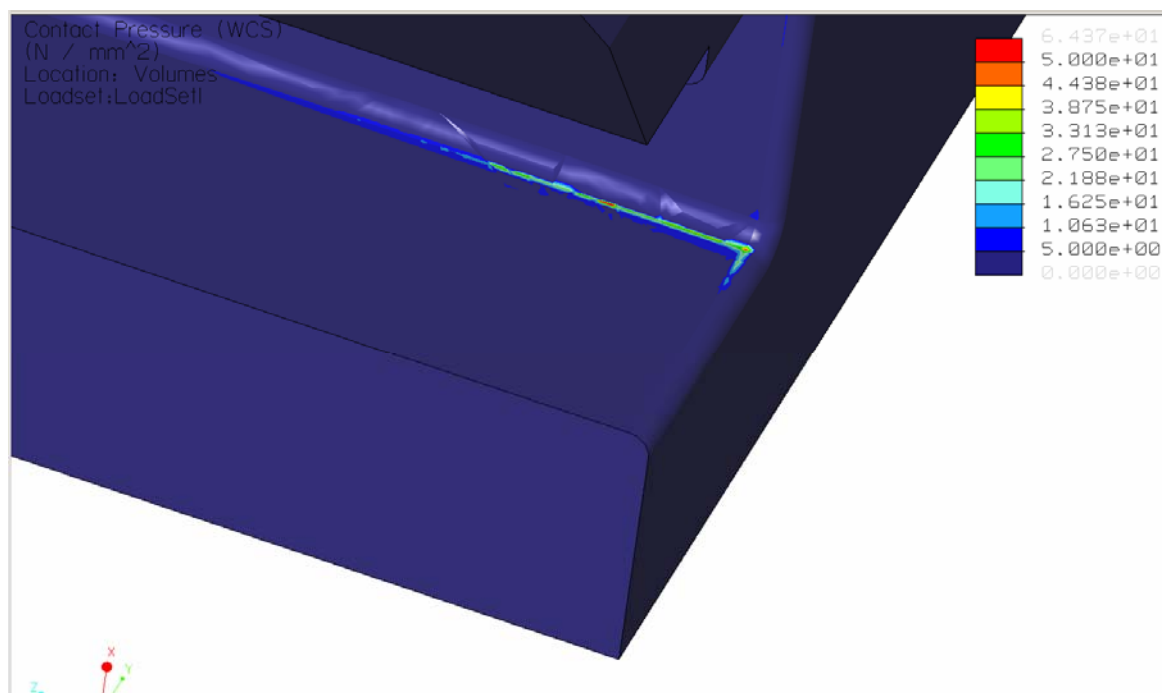
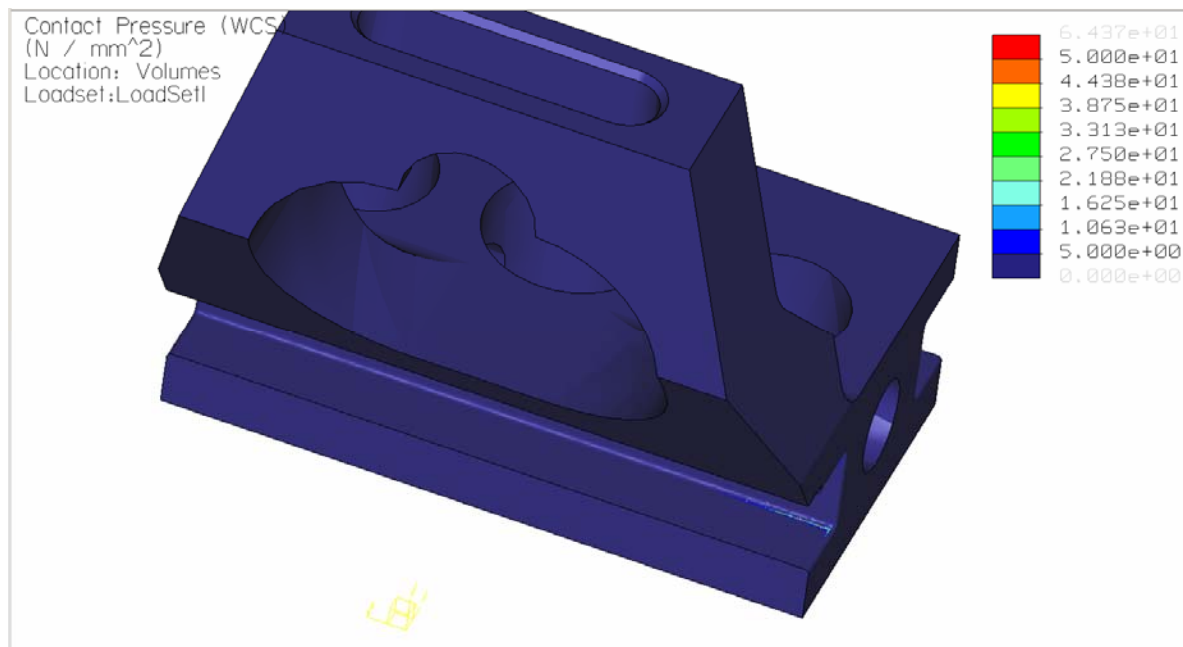
Stress von Mises (WCS)  
(N / mm<sup>2</sup>)  
Location: Volumes  
Loadset: LoadSet1



Stress von Mises (WCS)  
(N / mm<sup>2</sup>)  
Location: Volumes  
Loadset: LoadSet1



**Obr 7.5 Redukované napětí – klip**



Obr 7.6 Kontaktní napětí klip – vodící lišta

